

⑯ 公開特許公報 (A)

平3-271577

⑤Int.Cl.⁵

F 04 C 2/10

識別記号

321 B

庁内整理番号

8409-3H

⑬公開 平成3年(1991)12月3日

審査請求 未請求 請求項の数 8 (全10頁)

④発明の名称 内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ

②特 願 平2-312598

②出 願 平2(1990)11月16日

優先権主張 ③1989年11月17日 ③西ドイツ(DE) ③P3938346.6

④発明者 ジークフリード ア ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドルフ, コンチエスシ
ー. アイゼンマン ュトラーセ 25⑦出願人 ジークフリード ア ドイツ連邦共和国 7960 アウレンドルフ, コンチエスシ
ー. アイゼンマン ュトラーセ 25

⑧代理人 弁理士 山本 秀策

明細書

1. 発明の名称

内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ

2. 特許請求の範囲

1. ハウジングと、

エンジンのクランク軸又は伝動装置の入力軸に回転不能に取り付けられたビニオンと、

該ハウジング内で軸方向及び放射方向に誘導されて該ビニオンと噛合し、該ビニオンより歯が1本だけ多い内歯車と

を有し、該ビニオンを軸にそして該内歯車を該ハウジングに固定して取付けるか、又は内歯車をハウジングに最小限の放射状遊びを設けて誘導して、軸上のビニオンは該軸により該ビニオンへ伝達されるビニオンの放射運動を阻止しない程に大きいが、ビニオンと内歯車間の偏心距離よりはるかに小さい遊びを設けて放射方向に誘導され、該内歯車と該ビニオンは他方の中に又は上に最小限の遊びを設けて歯を放射方向に形成され、両歯車の歯先と歯溝は各歯車軸に対して同軸上に拡大す

る固定円上のピッチ円の回転により形成されるサイクロイド形状をなし、ビニオンの歯先と内歯車の歯溝はそれぞれ第一ピッチ円の回転により形成される外転サイクロイド形状をなし、ビニオンの歯溝と内歯車の歯先はそれぞれ第二ピッチ円の回転により形成される内転サイクロイド形状をなし、2つのピッチ円の内周の合計がその固定円の歯車の歯ピッチに好ましくは正確に少なくともほぼ等しくなった内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

2. 前記2つのピッチ円は同じ直径を持つ請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

3. サイクロイドを形成するための固定円はそれぞれ歯車のピッチ円又は回転円に等しい請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

4. 各歯車の固定円半径は2つの歯車の軸空間と各歯車の歯数の積に等しく、前記2つのピッチ円半径が軸空間に等しい請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

5. 最も深い歯の噛合点に対向する噛み合い位置での歯先の遊びは僅か数百分の1度、好ましくは2~5百分の1度である請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

6. 少なくとも両歯車のサイクロイド状に形成された歯先は表面硬化処理されている請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

7. ピニオンと内歯車からなる1組の歯車は粉末金属焼結法により製造される請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

8. 前記1組の歯車はSICなど非金属粉碎物質により製造される請求項1記載の内燃機関及び自動伝動装置用の歯車ポンプ。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、往復ピストン内燃機関及び自動伝動装置用のオイルポンプとして用いられる歯車(リング)ポンプに関し、より詳しくは、自動車のエンジン及び自動伝動装置用のオイルポンプに適した歯車ポンプに関する。

(従来の技術及び発明が解決しようとする課題)

エンジンにおいては、このようなオイルポンプは、通常、エンジンに潤滑油を供給するために使用される。一方、自動伝動装置においては、通常、スイッチ類を作動させるための作動油だけでなく、流体式変換器の冷却油及び歯車用の潤滑油も供給する。ポンプ本体はエンジン本体や自動伝動装置本体にフランジを介して直接取り付けられる。上記の自動伝動装置においては、伝動入力軸も又、回転変換器本体の一部として形成してもよい。

このようなオイルポンプを歯車ポンプで形成することは、該歯車ポンプのピニオンが装置全体の主軸に直接取り付けられるので有利な点が多い。すなわち、構造が非常に簡単になり、オイルポンプを別個に配置した場合に必要となる駆動要素を別個に設ける必要がないからである。

しかし、この基本的な利点にもかかわらず、上記の内燃機関及び自動伝動装置においては、作動条件が大きく変動するために作動中に主軸が大幅な横ずれを起こすという欠点がある。従って、自

動車のエンジンのクラクク軸の中央での放射状の遊びはほぼ0.1~0.2度程度の大きさとなる。

この結果、主軸に取り付けられた歯車ポンプのピニオンも又、主軸の中央すれにはば従うことになる。内歯車は必ずエンジン及び自動伝動装置へねじ止めされた別のケースに搭載されるため、さらに放射移動が加わり、望ましい位置からの偏差は増加し全体として数十分の一度に達することもある。ピニオンと内歯車間の歯の遊びを、歯を損なう程の圧迫や許容範囲を超えた大負荷を加えることなく、これら噛み合いの遊びの誤差すべてを取り除く程に大きくしても、これは結果的には決定的な欠点となる。

すなわち、第一に、作動室間のシーリングが漏れ、圧力に対し不十分となる。特に、エンジン又は自動伝動装置の回転速度が低いときは、ポンプの容積効率が重要な役割を果たし、これは、とりわけ歯車ポンプにおいては、歯面の遊びに左右される。ピニオン及び内歯車のすべての歯は連続的に互いに噛み合った状態になるので、ピニオンの

移動を補正する高度な歯遊びが必要であることは又、駆動歯面間だけでなくシーリング歯先間の遊びも極めて高度である必要があり、これは必然的に容積効率のかなりの低下を導くことになる。

第二に、当然のことながら騒音の発生には比較的小さなエネルギーを必要とするので、歯遊びが大きい歯車は、不安定な運動状態にあるときは、互いを打ちつける傾向を持つ。特に、自動車のクラクク軸においては、このような不安定な運動は放射方向だけでなく周辺方向にも現れて、並進及び回転振動を組合せた振動が起り、これはほぼ完全にピニオンへと伝達される。内歯車はそれ自体の動作力学に従うため、歯遊びが大きい場合は、今日では許容し難いノッキング音が起こる。

今日使用されている歯車ポンプにおいては、原則として、一方の歯車の歯形は他方の歯車の歯形の上を回転することにより形成される。このため、当然のことながら両者の軸間距離(軸空間)を予め決定しておく必要がある。歯遊びが大きいときは、これは他の予防措置が取られないとき必要と

なるが、これらの発生条件はもはや存在せず、すべての比較角度位置において回転角伝動率は一定であるという条件はもはや満たされない。これらの誤差は又、次には加速・減速を発生させ、これはノッキングとして現れる。

これらの問題を解決するために、歯遊びを大きくするだけでなく、ハウジング内の内歯車の軸受けの遊びを大きくする試みがなされてきた。しかし、これは同様にして騒音を発生させるだけでなく、歯の摩耗を早めることにもつながる。さらに、通常は計算や生産が比較的容易な円弧形及びトロコイド形に形成された従来の歯形は、噛み合わせ角が好ましくなく、又その高曲半径は噛み合わせ点では小さすぎ、歯底での噛み合わせは貧弱で全く行われてない場合もある。加えて、ピニオンがポンプ本体にカラーと共に取り付けられる場合は、これによりエンジン又は自動伝動装置が大きくなり製造費が増大することになる。

本発明は、上述の型式の歯車ポンプを大幅に改善して騒音の低減、摩耗抵抗力の強化および容積

連されるピニオンの放射運動を阻止しない程に大きいが、ピニオンと内歯車間の偏心距離よりはるかに小さい遊びを設けて放射方向に誘導され、該内歯車と該ピニオンは他方の中に入又は上に最小限の遊びを設けて歯を放射方向に形成され、両歯車の歯先と歯溝は各歯車軸に対して同軸上に拡大する固定円上のピッチ円の回転により形成されるサイクロイド形状をなし、ピニオンの歯先と内歯車の歯溝はそれぞれ第一ピッチ円の回転により形成される内転サイクロイド形状をなし、2つのピッチ円の円周の合計がその固定円の歯車の歯ピッチに好ましくは正確に少なくともほぼ等しくなるようにしてなり、そのことにより上記目的が達成される。

前記2つのピッチ円は同じ直径にする。

サイクロイドを形成するための固定円はそれぞれ歯車のピッチ円又は回転円に等しくする。

各歯車の固定円半径は2つの歯車の軸空間と各

効率の向上を達成できる歯車ポンプを提供することを目的とする。

(課題を解決するための手段)

上記目的を達成するために、本発明の歯車ポンプは、歯自体は高精度に、また最小限の遊びで形成し、ピニオンの中央点の著しい偏差は、ハウジング内の内歯車を放射状に支持すること又はピニオンを軸上に放射状に取り付けることで、遊びが該偏差を除去するように仕向けるという基本概念から出発している。

本発明の歯車ポンプは、ハウジングと、エンジンのクラシク軸又は伝動装置の入力軸に回転不能に取り付けられたピニオンと、

該ハウジング内で軸方向及び放射方向に誘導されて該ピニオンと噛合し、該ピニオンより歯が1本だけ多い内歯車と

を有し、該ピニオンを軸にそして該内歯車を該ハウジングに固定して取付けるか、又は内歯車をハウジングに最小限の放射状遊びを設けて誘導して、軸上のピニオンは該軸により該ピニオンへ伝

歯車の歯数の積に等しく、前記2つのピッチ円半径が軸空間に等しくなるようにする。

最も深い歯の噛合点に対向する噛み合い位置での歯先の遊びを僅か数百分の1mm、好ましくは2~5百分の1mmにする。

少なくとも両歯車のサイクロイド状に形成された歯先は表面硬化処理を施す。

ピニオンと内歯車からなる1組の歯車は粉末金属焼結法により製造する。

前記1組の歯車はSICなど非金属粉碎物質により製造する。

(作用)

内歯車とハウジングの間又はピニオンと軸の間の「大きな」遊びは通常の摩耗の後予想される理想位置からの軸中心の最大偏差の2倍より2~3百分の1mm程の大きさであるのが好ましい。

この選定された歯形により最初の選択でピニオンに最適で正確に支持される、すなわち内歯車が取付けられるので、該内歯車もまた、過度に大きな力を引き起こすことなくピニオンと軸の放射移

動を行うことができる。ビニオンの軸回転に引きずられないように内歯車を支持することは、ハウジングに周辺を取付けることによる通常の方法で行われる。しかし、ハウジングの軸受口径は直徑が内歯車の外径より幾分大きいので、内歯車はハウジングに取付けられた異なったいくつかの点を支持することにより異なったいくつかの放射位置を補正することができる。

このような構成により、内歯車のビニオン上の支持点を最適数にすることができると共に、支持点では極めて小さい比圧力（ヘルツ圧力）を有するだけなので発生する動応力に耐えることができる。ビニオンの歯と内歯車の歯の互いに協同する各表面の湾曲の僅かの相違により、支持点は極めて巧みに不安定な流体式潤滑膜を形成することができ、これが歯並び間の分離・支持要素を形成する。歯遊びは上記の膜形成に必要とされる以上にすべきではない。

さらに本質的に有利な点としては、選定した歯形ではピッチ円のレベルで最も低い噛み合い点で

れば、上述の型式の公知のポンプ歯の如何なるものよりもはるかに低い騒音で作動することが比較測定により明かとなっている。

本発明においては、遊びは必要な潤滑膜の形成が可能となる分だけに少なく抑えることができる。

内歯車の周囲とハウジングの円筒壁の間に大きな遊びを設けた構成に関する上述の調査はまた、内歯車の周囲とハウジングの内壁の間の遊びを最小にして軸とビニオンの間に大きな遊びを設けた構成にも適用される。

外転サイクロイドの歯形を持つ排水機械は數十年來周知のものである。英國特許明細書第 9359/15 号にはビニオンの歯を外転サイクロイドとして又内歯車の歯を内転サイクロイドとして形成した歯車機械について述べられている。しかし、この機械の歯溝はこれらのサイクロイドの相補曲線として形成されるので、実際には機械は作動しない。Myron F. Hill による論文 "Kinematics of gear" (The Peter Reilly Company, Philadelphia, 1927) はすでにこの欠点を指摘しており、ビニ

の噛み合い角は実質的には零であるということである。2つの歯車間に働く動的な力は主として軸空間線の方向に作用する。この力は又非常に巧く取り上げられる。というのは、最も低い歯の噛み合い点では、歯形は歯先と歯溝としての外転サイクロイドと内転サイクロイドの噛み合いにより、数学的にはほぼ百パーセント面一の関係を持ち、これが最適の湿り気の潤滑膜を提供することになるからである。

最も深いところで噛み合った部分に対向する部分では、2つの歯車の歯先は、最大の湾曲半径を持った外転サイクロイド及び内転サイクロイドを形成して互いの歯先で支え合う。これら湾曲の半径はほぼ等しい大きさである。従って、これらの噛み合い点におけるヘルツ圧は最小となる。ここでは歯先間の比咬速度は最大であるので、噛み合い点での湾曲半径が大きいために、滑るものと滑らないものを分離する流体式潤滑膜が形成される。この歯形は耐摩耗性が非常に強いだけでなく、全実用回転速度領域において、一定の動力が与えら

オの歯溝を外転サイクロイドに置き換えることを提案している。

本発明の範囲に属する歯車機械においては、全体の直徑を可能な限り最小にすることを目的とする。よってビニオンにより駆かれる軸の直徑は、ビニオンと比較すると必ず相対的に大である。従って本発明によれば、ビニオンは少なくとも 6 個の歯を持つことが好ましい。一方、歯数が増えると供給能力は減退するので（直徑が変わらないとき）、ビニオンの歯数も多すぎてはならない。好ましくは 7 ~ 10 個、より好ましくは 8 ~ 10 個であるが、9 個がさらに好ましい。

本発明では、回転円又はピッチ円上で測定された歯幅は回転円又はピッチ円上の歯形の歯溝と同じである必要はない。従って、例えば、外転サイクロイドを形成するためのピッチ円は内転サイクロイドを形成するためのピッチ円より幾分大きくしてもよい。その結果、ビニオンの歯は幾分広く高くなり、内歯車の歯は狭く低くなる。ここでは次の 2 条件が満たされなければならない。

1. 2つの異なったピッチ円の半径の合計は両歯車の中心間の偏心距離eに等しくなければならない。

2. 両歯車において外転サイクロイドを形成するためのピッチ円の半径と内転サイクロイドを生成するためのピッチ円の半径はそれ同一でなければならない。

しかし2つのピッチ円の直径は同じである方が好ましい。

ここで大小のピッチ円についてみると、円形基本線つまり固定円の内側にサイクロイドを形成するときには、固定円内を回転するとき固定円の半径より実質上小さい直径を持つ小ピッチ円が内転サイクロイドを形成し、これは固定円の直径より小ピッチ円の直径を差し引いたものに等しい直径を持つ大ピッチ円により形成されるサイクロイドと同一である。

これは同様にして外転サイクロイドにも適用される。この場合は、小ピッチ円が固定円の外側を回転するとき、小ピッチ円と固定円の直径の合計

に等しい直径を持つ大ピッチ円を回転するときと同じ外転サイクロイドが形成される。このようにして、外転サイクロイド及び内転サイクロイドを形成するための2つの小ピッチ円が同じ直径であることが好ましく、この場合は対応する回転円上で測定されるビニオンと内歯車の歯幅は同一である。

周知のように、軸空間方向に作動する伝動装置の歯動力部品は噛み合い角が小さいほど小さくなる。この最適条件は、ビニオンにて外転サイクロイドを形成するためのピッチ円の半径及び内歯車にて内転サイクロイドを生成するための小ピッチ円の半径が一致するとき満たされる。これは考慮されるのが、小ピッチ円か大ピッチ円かに依るが、当然ながら両方の場合において、サイクロイドを形成するための固定円がそれぞれ歯車のピッチ円又は回転円に等しいという条件が満たされるとき適用される。歯の噛み合い線はこのとき閉鎖円であり、これは最も深い噛み合い点において、2つのピッチ円又は回転円もしくは第三の円としての

固定円に接触する。その結果、2つの回転円又はピッチ円の接触点において、円形の噛み合い線は軸空間線に対して垂直の接線を持つため、噛み合い角は零に等しくなる。

各歯車の固定円の半径が2つの歯車の軸間距離と各歯車の歯数の和に等しく、又2つの小ピッチ円の半径の合計が軸間距離に等しければ、寸法測定及び運動学上非常に好都合である。つまり2つの大ピッチ円の半径の差が軸間距離に等しいということと同じである。

(実施例)

以下本発明の実施例を説明する。

第1図は本発明の歯車ポンプを示しており、ビニオン1は駆動軸3に取付けられる。中心位置の調整は、該駆動軸3の円弧状をなす周辺部分4、5により、又トルク伝達は側面付きピボット6、6'により行われる。内歯車2はその内部歯7によりビニオン1の外部歯8と噛合する。ビニオン1が矢印9の方向に回転するとき、破線で示した側室10がポンプの吸込口となり、同じく破線で

示した側室11が圧力口である。これら側室10、11はハウジング12内における歯車空間の背後のくぼみとして配備される。

ハウジング12は、例えばエンジン本体又は駆動軸3が取付けられている自動伝動装置本体では、止めピン13及びねじ14により中心位置へ調整される。本実施例によれば、内歯車2は、外周面15へ、例えばハウジング12に関しては内歯車円周の4千分の1という非常に大きな放射状の遊びを設けて取付けられる。第1図ではこの遊びを明瞭に示すために大きさを誇張して示している。

ポンプの圧力部、すなわち側室11の部分では、水圧により内歯車2に外向きの力(合力)Fが作用するので、点17ではハウジング12の口径18において該内歯車2はその外周面15で保持されるようになる。しかし、これは、図に示すように、内歯車2の中心Hがハウジング12の口径18の中心と軸空間方向において一致する場合のみ成り立つ。本発明では歯遊びを狭く設けているために、内歯車26又、特に点19、20の軸空間

方向においては、かなりの程度までビニオン1の放射運動に従う。このため、内歯車2に対して移動自由な空間が与えられ、ハウジング1,2の口径18と共に内歯車2の実際の遊び16が過度になる結果となる。口径18を、点19、20の軸受間隙を点17、21の軸受け間隙より大きくする、いわゆる「レモンあそび軸受」にすることにより内歯車2のハウジング1,2への取付けを安定化することは可能である。

この「レモンあそび軸受」は、軸の動水力を安定化して危険な放射状振動を抑圧するために、ターボエンジン及びターボ伝動装置においてかなりの程度利用されている。しかし、このような軸受形状は当然のことながら製造は複雑である。従って、「レモン口径」の軸受はさらに騒音を低減するものではあるが、本発明においては、ハウジング1,2に内歯車2を円形に取付ける形式が示される。

駆動軸3の中心、そしてそれに応じてビニオン1が放射状ジャーナルずれを起こし、好ましくな

射状軸受間隙より大きいときは、歯車の歯は、例えば前部クランク軸軸受の負荷を引き受けねばならず、これは数万ニュートンに達する。このため歯車リングの歯は破壊若しくは少なくとも急速に摩耗する。従って、内歯車2の実際の遊び21は最小間隙19、20に依存し、又ハウジング2の円形の口径18と共に、遊び21は放射間隙19、20の合計と同じ大きさでなければならない。

軸空間方向19-20におけるジャーナル移動の結果、点（接触点）17の位置は依然として連続的にかなり広範囲に渡って移動することになり、これは最小の潤滑膜の位置も数倍の頻度でその場所を変えることを意味する。流体式滑り軸受の原理によれば、このとき非常に複雑な一連の運動を伴う不安定な負荷の挙動が生じる。従来使用されてきた歯形を利用すると内歯車2は振動（フラッター）を始める。これは必然的にノッキングへと進み、やがて著しい騒音が、潤滑膜及び作動空間における摩耗又は振動キャビテーションなど付随するすべての挙動と共に発生する。

い公差加重により、ハウジング1,2をエンジン本体又は自助伝動装置本体（図示せず）に対して中心位置に調整するときに移動を引き起こす場合でも、この移動は点17、21を結ぶ線17-21の方向、すなわち軸空間線19-20に対して垂直の方向に、容易に補正することができる。

というのは、この方向においては、内歯車2の中心Hは該内歯車2を少しだけ回転することによってビニオン1の中心Rに間に踏歩することができる。つまり、この場合は軸空間線がいくらか回転することになる。しかし、この方向においては、動的位置が極度に変化することになるので、例えばエンジン速度が7000r.p.mとすると、軸空間線も同じ速度で交互に回転する必要があり、極めて高い加速度と慣性力を生じる。

しかし、軸空間線19-20の方向においては、歯遊びが小さいので、軸受の遊びを増やすことが絶対に必要である。この方向において、全オフセット、すなわちハウジング1,2のオフセット及び動的ジャーナルずれが点19、20での残りの放

この問題を解消するために、本発明では、可能な限り耐負荷能力を高め又歯遊びの合計を少なくした歯形を使用している。噛合点A1又は、歯先が対向する歯車の歯底にはほぼ百パーセント面一に噛み合った状態でさらにビニオン1の歯ピッチの半分だけ回転した噛合点A2は、この例によれば、8個の歯先噛み合い点B1-B8に対応し、これらが最大限の耐負荷能力と給湿を保証する。歯車の回転において、点A1又はA2において圧搾オイル膜が、そして歯先間の点B3-B6において流体式潤滑膜が形成され、これらが一体となって内歯車2をビニオン1の歯形の上に正確に流体的に取り付けることができる。このときB点の数は少なすぎてはならない。特別な作動条件のための最小歯数は経験に基づいて決定するのが最良である。第1図に示した9:10の歯形は良好であることが実証されている。

質くべきことに、本発明にとって最も適当な歯車の歯形は1世紀以上の間公知のものであるが忘れられていた基本的な幾何学構造を持つものであ

ることが分かった (gerotors, 1927)。

本発明の基礎となる概念に対する幾何学的関係をさらに明瞭に示すため、第2図に6:7の歯並びを持つ実際の歯車を示す。この図のビニオン1と内歯車2はさらに個別に第3図と第4図に示される。軸間距離又は偏心距離 e は仮定のものである。歯数差を1とすると、歯ピッチ ($t = m \times \pi$) の約数としての係数 m (モジュール) は偏心距離 e の2倍に等しい。従って、第3図においてビニオン1の回転又はピッチ円半径 a_1 は、 $a_1 = m \times z_1 = 2e \times z_1$ として計算される。同様にして、第4図において内歯車2のピッチ半径 a_2 は、 $a_2 = m \times z_2 = 2e \times z_2$ として計算される。2つのピッチ円又は回転円は互いの上を回転するとき滑らないようにしなければならない。

ビニオン1には、歯先外転サイクロイド曲線 (形状) を形成するための大ピッチ円として半径 $R_1 = a_1 + e/2$ の円KREを、内歯車2には歯先内転サイクロイド曲線を形成するための大ピッチ円として半径 $R_2 = a_2 + e/2$ の円KHHを選定すれば、

2つの大ピッチ円KHE、KHHの内の大きい方のピッチ円KHEが内歯車2の固定円の回りを回転するとすると、この内歯車2の外側に閉鎖式に連続した外転サイクロイドを形成する。1つだけ残してその他を省略し、各歯を内部的に形成する内転サイクロイドに置き換えると、内歯車2の歯溝を形成する外転サイクロイドは、固定円に垂直に延びる共通接線をもって、歯を限定する内転サイクロイドへと合流する。当然、内転サイクロイドも又1つを除きすべて省略される。

同様にして、ビニオン1の固定円の2つの大ピッチ円KRE、KRHのうち小さい方のピッチ円KRHの回転は、その中の歯溝を限定する内転サイクロイドを形成する (第3図参照)。これも同様にビニオン1の小さい方の固定円へ放射状に延びる接線をもって徐々にビニオン1の歯を限定する外転サイクロイドへと合流する。この場合も他のすべての内転サイクロイドは省略される。省略されたサイクロイドは第5図においてそれぞれ破線で示される。

ビニオン1の固定円の外側に、そして内歯車2の固定円の内側に延びる歯先を形成するためのそれぞれ完全なサイクロイド曲線をなすこれら2つのピッチ円は同一であることは容易に証明される。第2図において、この共通の「大きな歯先ピッチ円」は破線で示される。これは同時にすべての歯先噛合点Bの幾何学的軌跡であり、又点Cにおいてピッチ円と同一で半径が a_1 と a_2 (第3図、第4図参照) の2つの固定円に同時に接触する。第3図および第4図で明かなように、均質な噛み合いのために中間の間隙 (歯溝) を形成する目的で、ビニオン1の場合は他の外転サイクロイド曲線すべてが、又内歯車2の場合は他の内転サイクロイド曲線すべてが省略される。上述の条件は又省略されたサイクロイド曲線にも適用される。同様にして、歯溝は、それぞれの固定円半径よりビニオン1の場合は $e/2$ だけ小さく、内歯車2の場合は $e/2$ だけ大きい半径を持つ大ピッチ円の結果として、外転サイクロイド及び内転サイクロイドとして形成される。

第5図で明らかのように、歯溝及び歯を限定するサイクロイドは、大ピッチ円による場合と同様に、同図にて示される対応する小ピッチ円KHE、KHH、KRE、KRHにより、幾分はさらに明瞭に展開される。この例においては、すべての小ピッチ円KHE、KHH、KRE、KRHは等しく又第2図及び第3図および第4図による例に対応する。

第6図に示す構成では、第1図と同じ参照番号が用いられている。しかし、第1図の構成とは異なり、第6図では内歯車2のハウジング12への取付において放射状の遊びは少なくされる。内歯車2とビニオン1の歯形は前述の例の場合と同様である。放射移動を防ぎながらハウジング12に内歯車2を取り付けることにより、ビニオン1の中心点Rを回る同軸円的回転も又派生する。これはビニオン1はその歯を内歯車2の歯の中に持ち、中心軸Rの回りを回転可能に取付けられているためである。

さらに、第1図の構成と異なり、駆動軸3とビニオン1の口径の間に大きな遊びが設けられる。

第6図ではこの隙間は3.0で示される。ビニオン1の2つのストッパ部3.1は駆動軸3の対応する溝3.2に嵌められる。溝3.2はストッパ部3.1よりも大きくなるが、これは駆動軸3が、駆動軸3自体より大きいビニオン1の口径内で起こる放射移動を行うことができるが、ビニオン1の口径の円形状をなす内面部又はストッパ部3.1の相対向する平行面に不当な放射状圧力を加えることのない程度とする。

第1図に基づく構成についての説明は第6図の構成の動作モードにも同様に適用される。この場合も同様に、駆動軸3とビニオン1の口径の間の間隔は、本質的には、駆動軸3の最大放射移動のために必要とされる値以上であってはならない。これは当然のことながら、この場合の駆動軸3はビニオン1を回転させるだけでなく、ビニオン1の中心Rが内歯車2の中心Hの回りを回転するのを防ぐ働きをするためである。

本発明による歯形の正確な製造は、数値制御の機械により簡単な方法で実現される。このため、

望ましいディジタル設計の曲線形を非常に正確に且つ比較的安価で製造することが可能である。各歯車は別々に製造することができる。大量生産も本発明には適しており、歯車を予め連続生産するための工具を数値制御した機械で生産するだけよい。大量生産は例えばこのような工具を焼結することにより実行される。本発明は、例えばサーメットなど非金属の極めて重い物質でも使用することができるので、さらに本質的に有利である。

(発明の効果)

上記した歯形形状のビニオンおよび内歯車の組み合わせからなる本発明歯車ポンプによれば、歯車を支持する流体式潤滑膜が適宜形成されるので、駆動時に発生する歯応力に耐えることができる。加えて、この歯形形状によれば、耐摩耗性を格段に向上でき、また騒音を大幅に低減できる利点がある。更には、歯数を流体の供給にとって好ましい値に設定できるので、容積効率を向上できる。

また、特に、歯先を表面加工処理すれば、耐摩耗性を更に向上でき、粉末金属焼結法或はSIC

等の非金属粉碎物質により製造すれば、制作性の向上等が図れる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は内歯車とハウジングの間の遊びを大きく設けた歯車ポンプの好適な一実施例を示す図面、第2図は歯歯を極端に少なくした歯車ポンプを示す図面、第3図は第2図に示すビニオンの歯の幾何学的関係を示す図面、第4図は第2図に示す内歯車の歯の幾何学的関係を示す図面、第5図は第2図～第4図に示す歯車の歯の幾何学的情成を示し、小ピッチ円による外転サイクロイドと内転サイクロイドの形成を描寫する図面、第6図は第1図と同様の描写で駆動軸とビニオンの間の隙間を大きくした本発明の別の実施例を示す図面である。

1…ビニオン、2…内歯車、3…駆動軸、12…ハウジング、10、11…側室、16、21…遊び、18…ハウジングの口径、H…内歯車の中心、R…ビニオンの中心、a1…ビニオンのピッチ円半径、a2…内歯車のピッチ円半径。

Fig. 1

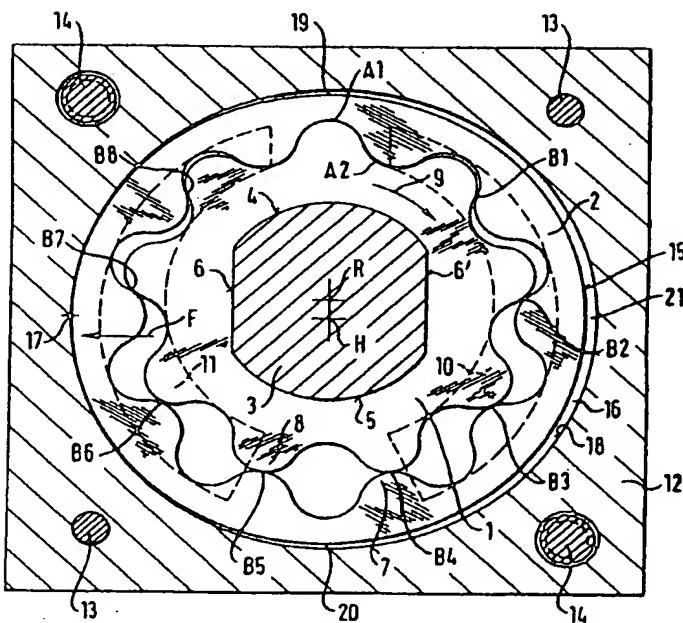


Fig. 2

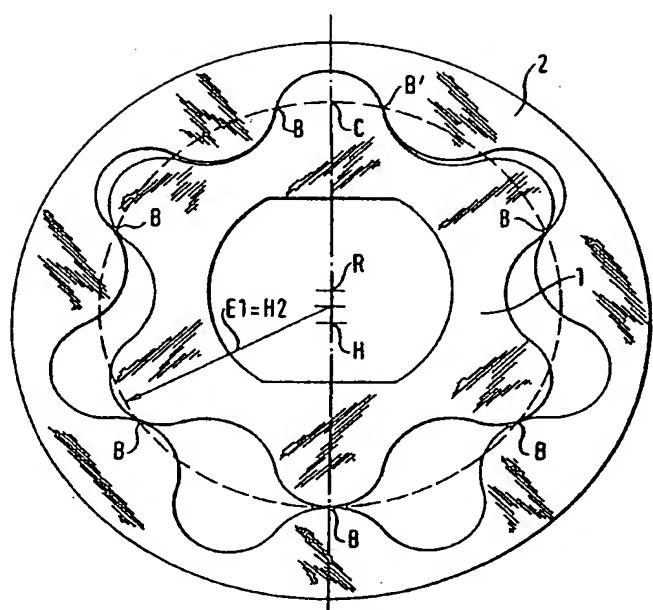


Fig. 3

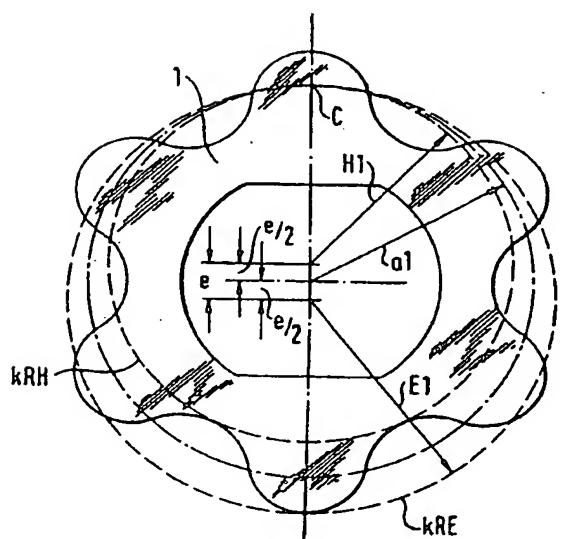


Fig. 4

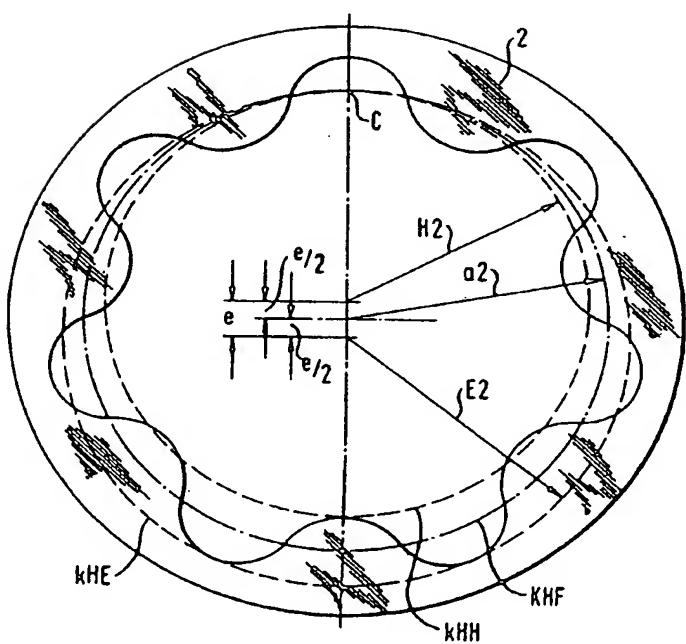


Fig. 5

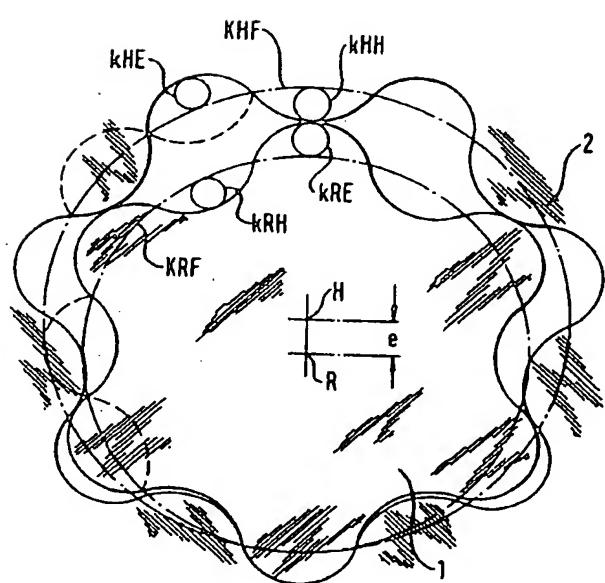
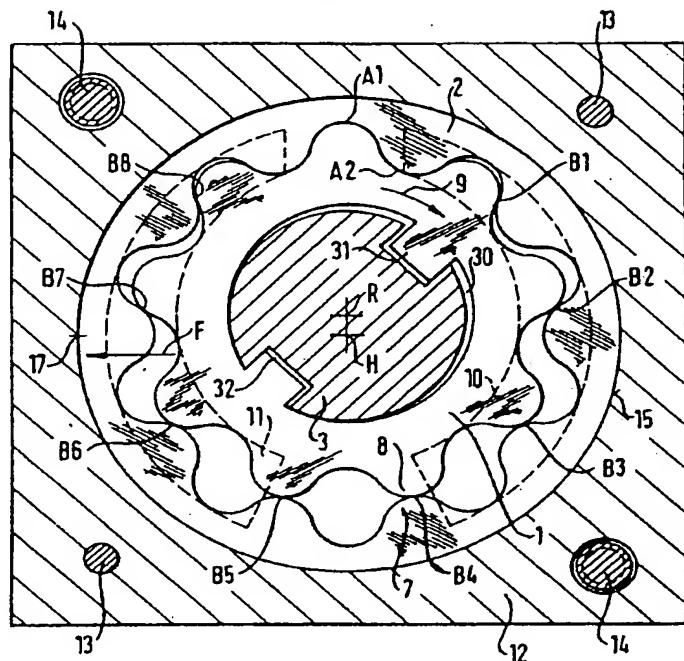


Fig. 6



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.